



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**VÝPOČTOVÁ ANALÝZA ODPRUŽENÍ ELEKTROMOBILŮ**

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF ELECTRIC CAR RIDE

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Vojtěch Procházka

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

**BRNO 2019**

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Vojtěch Procházka**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Výpočtová analýza odpružení elektromobilů

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Koncepce elektromobilů je odlišná od konvenčních automobilů. Baterie elektrických vozidel výrazně navyšují odpružené hmoty, koncepce s motory v kolech zvyšují navíc i hmoty neodpružené, tudíž se liší požadované tlumící a pružící síly pro zajištění dostatečného komfortu a jízdní stability vozidel. Na základě výpočtů bude možné stanovit odlišné nároky na konstrukci odpružení a zavěšení kol elektrických vozidel.

### Cíle bakalářské práce:

Sestavení výpočtového aparátu pro analýzy odpružení a jízdní stability vozidel.  
Přehled koncepcí moderních elektrických vozidel.  
Stanovení hodnot potřebných parametrů elektrických a konvenčních vozidel.  
Výpočet základních charakteristik odpružení a srovnání jednotlivých koncepcí.

### Seznam doporučené literatury:

DIXON, John. Tires, suspension and handling. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1996. 621 s. ISBN 1-56091-831-4.

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

HSU, Hsin-Tsun, COKER, Christopher and HUANG, Hubert. Optimization of an Electric Vehicle Suspension System. Shenzhen: World Electric Vehicle Journal Vol. 4, 2010. ISSN 2032-6653.

ABU BAKAR, Saiful Anuar, et al. Ride Comfort Performance of Electric Vehicle Conversion with Active Suspension System. Akita: SICE Annual Conference, 2012.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tématem bakalářské práce je odpružení elektromobilů a jeho porovnání s konvenčními automobily. V rešeršní části jsou popsány vlastnosti elektromobilů a jejich vliv na konstrukci. Zkoumáno je především navýšení jejich celkové hmotnosti vlivem baterií a řešení podvozku. Další část je zaměřená na elektromotory, zvláště elektromotory v kolech, které představují významné navýšení neodpružené hmoty. V další kapitole je popsán vliv odpružení a jeho důležitost z hlediska pohodlí a bezpečnosti jízdy. Ve výpočtové části je za pomoci sestaveného čtvrtinového modelu automobilu v programu MATLAB analyzován vliv navýšených odpružených i neodpružených hmot, které byly definované v rešerši. Na závěr jsou tyto výsledky vyhodnoceny.

## KLÍČOVÁ SLOVA

odpružení, elektromobil, motory v kolech, čtvrtinový model automobilu, MATLAB

## ABSTRACT

The topic of bachelor thesis is the suspension of electric vehicles and its comparison with conventional cars. The research part describes properties of electric vehicles and their influence on the design. The increase in their total weight due to batteries and chassis solutions is being investigated especially. The next section is focused on electric motors, especially electric in-wheel motors, which represent a significant increase in unsprung mass. The next chapter describes the effect of suspension and its importance in terms of driving comfort and safety. In the computational part, the influence of the increased sprung and unsprung masses, which were defined in the search, is analyzed using the quarter car model in the MATLAB program. These results are evaluated in conclusion.

## KEYWORDS

suspension, electric car, in-wheel motors, quarter car model, MATLAB

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PROCHÁZKA, Vojtěch. *Výpočtová analýza odpružení elektromobilů* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116860>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Vojtěch Procházka

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za cenné připomínky při vypracovávání práce a věnovaný čas. Dále bych rád poděkoval své rodině a přítelkyni za podporu během studia.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Elektromobily .....	10
1.1 Vybrané modely .....	10
1.1.1 Hyundai Ioniq Electric .....	10
1.1.2 Volkswagen e-Golf .....	11
1.1.3 Jaguar I-Pace .....	12
1.1.4 Luka EV .....	13
1.2 Motory a hnací ústrojí .....	14
1.2.1 Běžné motory .....	14
1.2.2 Motory v kolech .....	14
1.3 Baterie .....	16
2 Odpružení .....	17
2.1 Bezpečnost jízdy .....	17
2.2 Jízdní pohodlí .....	17
2.3 Prvky odpružení .....	18
2.3.1 Pružiny .....	18
2.3.2 Tlumiče .....	19
2.3.3 Pneumatika .....	19
3 Výpočtová analýza .....	20
3.1 Čtvrtinový model .....	20
3.1.1 Pohybové rovnice .....	21
3.1.2 Sestavený model Matlab Simulink .....	22
3.2 Koncepční modely automobilů .....	23
3.3 Amplitudo-frekvenční charakteristika .....	24
3.4 Řešení pro jednotlivé vstupní buzení .....	26
3.4.1 Skokové buzení – schod nahoru .....	26
3.4.2 Skokové buzení – schod dolů .....	28
3.4.3 Osamocená nerovnost .....	30
3.4.4 Nahodilé nerovnosti .....	32
3.5 Porovnání dvou modelů s motory v kolech .....	34
3.5.1 Osamocená nerovnost .....	35
3.5.2 Nahodilé nerovnosti .....	37
3.5.3 Zhodnocení .....	37
Závěr .....	39
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	43
Seznam příloh .....	44



## ÚVOD

Odpružení automobilu má dva hlavní úkoly. Prvním úkolem je zajištění stálého styku kol s vozovkou, čímž zůstává zachována řiditelnost vozidla a bezpečnost jízdy. Druhým úkolem je ochrana posádky a nákladu před nežádoucími otřesy. Nerovnosti vozovky vyvolávají kmitání soustavy, které se ovlivňuje charakteristikou jednotlivých prvků odpružení.

Stále přísnější emisní normy zapříčiňují velký nátlak na vývoj ekologičtějších vozidel. Jednou z velmi rozvíjených oblastí jsou elektromobily. Velký problém elektromobilů je dojezdová vzdálenost. Měrná energie uložená v bateriích je u elektromobilů mnohem menší než výhřevnost paliv u konvenčních automobilů se spalovacím motorem. Pro zajištění dostatečného dojezdu je nutné použít objemné a těžké baterie, které významně navyšují odpružené hmoty. Elektromobily s motory v kolech navyšují i hmoty neodpružené. Kvůli těmto změnám jsou zapotřebí odlišné pružící a tlumící síly. Jiné mohou být také nároky na zavěšení kol.

V této práci bude porovnán klasický automobil se spalovacím motorem s elektromobily, které mají motory umístěné buď v kolech (nábojích) nebo připojené k odpružené karoserii. Použit bude čtvrtinový model automobilu, který bude zpracován v programu MATLAB. Cílem práce je porovnat tři výše zmíněné koncepce.

# 1 ELEKTROMOBILY

Elektromobilita je v dnešní době velmi rozvíjené odvětví, které je aktuálně spíše v počátku. Automobilky postupně přicházejí se svými zástupci čistě elektrického pohonu, jelikož evropské emisní normy se poměrně radikálně snižují. Emisní limity se počítají z celkového průměru všech prodaných aut automobilkou, proto je v jejich zájmu prodávat elektromobily, které jsou považovány za bezemisní.

Se změnou parametrů elektromobilů proti konvenčním vozidlům je vyžadována úprava odpružení, aby zůstala zachována bezpečnost a jízdní pohodlí.

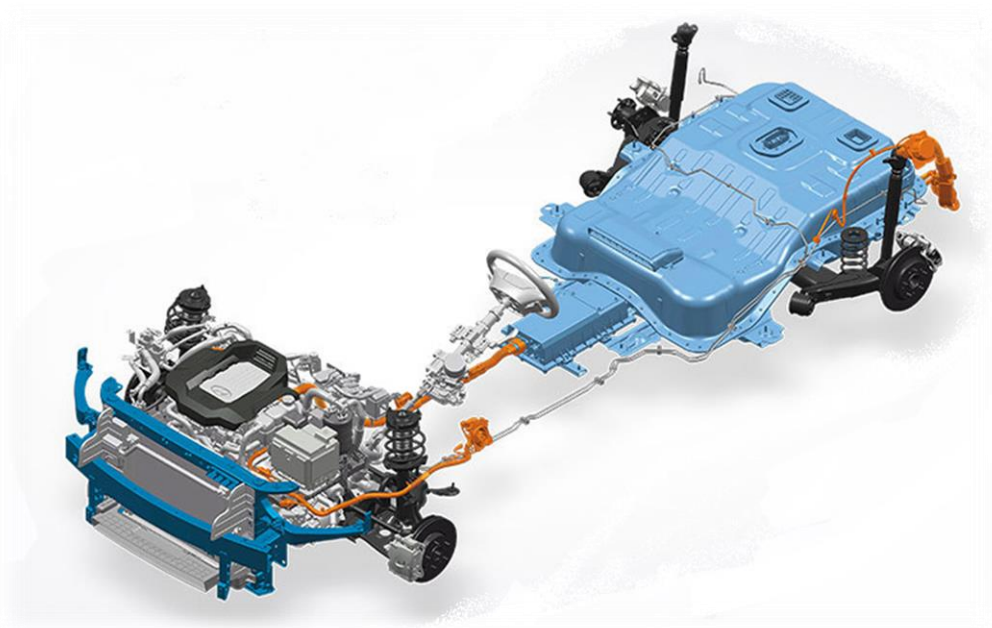
## 1.1 VYBRANÉ MODELY

Byly vybrány konkrétní modely vozidel pro prozkoumání reálných vozidel. Zjišťovalo se hlavně, jakým způsobem se liší konstrukce elektromobilů od konvenčních vozidel, jak se změnila hmotnost odpružených a neodpružených hmot a použitá konstrukce motorů.

Vybrané automobily jsou průřezem aktuální nabídky na trhu, proto se od sebe liší svým určením a s tím spojenou konstrukcí. Všechna uvedená vozidla jsou na trhu dostupná. Jediný model, který není zatím možné zakoupit je Luka EV, protože je zatím ve fázi prototypu, ale jako jediný z uvedených se vyznačuje motory v kolech (tzv. in-wheel motory).

### 1.1.1 HYUNDAI IONIQ ELECTRIC

Model vhodný pro porovnání provozní hmotnosti, protože je dostupný v několika verzích, od čistě elektrické verze Electric až po hybridní verzi s 1,56 kWh baterií. [9]



*Obr. 1 Podvozek Hyundai Ioniq Electric [19]*

Provozní hmotnost plně elektrického Ioniq je o necelých 10 kg vyšší než u hybridního modelu. Hybrid je vybaven spalovacím motorem o výkonu 78 kW a elektrickým motorem o výkonu 32 kW, kdežto elektrická verze je vybavena motorem o výkonu 90 kW a baterií s kapacitou 28 kWh. Nejtěžší verzí tohoto modelu je verze plug-in hybrid, čili hybridní automobil s možností dobíjení baterie ze sítě, která má o 80 kg vyšší hmotnost než hybridní verze. Nutno zdůraznit, že přes podobnou hmotnost má elektromobil dojezd pouhých 280 km v porovnání s 1 100 km u hybridu.[9]

Ve voze Hyundai Ioniq (Obr. 1) je použita zadní kliková náprava s torzním prvkem v kombinaci s přední nápravou typu McPherson. U ostatních modelů tohoto vozu (hybrid a plug-in hybrid) bylo použito víceprvkové zadní zavěšení. V tomto případě se použila kliková náprava pro získání prostoru pro baterii, která leží pod zadními sedadly a v zavazadlovém prostoru. Použití hliníkových slitin snížilo neodpružené hmoty (např. rameno se snížilo o 2,3 kg). [10]

Jelikož se celková provozní hmotnost mezi konvenčním a elektrickým vozidlem příliš neliší a bylo použito stejné zavěšení kol vpředu (vzadu víceprvková vs kliková náprava), je rozdíl mezi odpruženou a neodpruženou hmotou velmi malý. Pro použití do výpočtového modelu se tyto hodnoty moc nehodí, protože rozdíl mezi koncepcemi by byl těžko patrný. Z hlediska vývoje odpružení automobilu je ovšem výhodné, aby nedošlo k velkému rozdílu, protože s ním se pojí nutná úprava odpružení. [25]

### 1.1.2 VOLKSWAGEN E-GOLF

Elektromobil koncepčně stejný jako modely se spalovacím motorem. VW vyvíjí speciální platformu pro elektromobily (MEB), která vychází z platformy MQB. Původně byl e-Golf postaven na stejné platformě jako klasický Golf (MQB). Vpředu je použita náprava McPherson a vzadu víceprvková. Nad přední nápravou je uložen motor s maximálním výkonem 100 kW a kroutícím momentem 290 Nm. Li-ion baterie má kapacitu 35,8 kWh a hmotnost 318 kg. Maximální dojezd činí 231 km. [17][30]



Obr. 2 Pohonná jednotka VW e-Golf [29]

Provozní hmotnost vozu je 1 540 kg. Konvenční model s motorem 1.4 TSI a srovnatelným výkonem má provozní hmotnost 1 225 kg. V neodpružených hmotách není prakticky žádný rozdíl, jelikož je použito stejné zavěšení kol. Díly zavěšení jako např. těhlice, ramena atd. jsou identické pro verzi se spalovacím motorem i pro elektromobil. Prvky odpružení se mohou lišit svou charakteristikou, ale v jejich hmotnosti nebude významný rozdíl. Rozdíl je v tomto případě přibližně 300 kg pouze na odpružené hmotě.[27][29]

### 1.1.3 JAGUAR I-PACE

Vůz vyšší třídy, který se řadí mezi výkonné SUV. Vozidlo je vybaveno aktivním vzduchovým odpružením, které se např. stará o snížení výšky vozidla při překročení rychlosti  $105 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Snížení prostoru mezi autem a vozovkou má pozitivní vliv na aerodynamiku, a tím zvyšuje dojezd. Dojezdová vzdálenost se pohybuje pod 500 km. Baterie má kapacitu 90 kWh, je chlazená kapalinou a její váha je asi 550–600 kg. Snaha o její co nejnižší uložení, které má vliv na snížení těžiště, je patrná i na Obr. 3. [22][14]

Karoserie je tvořena z velké části z hliníku, čímž se dosáhlo nižší hmotnosti. Provozní hmotnost vozidla je lehce přes 2 200 kg. [23]

Motor s převodovkou váží 78 kg, což je zhruba polovina toho, co by vážil spalovací motor o srovnatelném výkonu. Výkon jednoho motoru je 149 kW a krouticí moment je 350 Nm. Použity jsou dva motory, které dodávají energii na všechny čtyři kola. Rozložení váhy tím, že jsou dva motory, jeden vpředu a jeden vzadu, je lepší v porovnání s jedním motorem na jedné nápravě. [22]

Vpředu je lichoběžníková náprava a vzadu integrální. Podvozek je podobný jako u Tesla Model S, jelikož obě vozidla používají tlumící a pružící vzpěru a stejné zavěšení kol na přední nápravě. Uložení objemné baterie je také řešeno obdobně jako u Tesly, viz Obr. 9. [22][3]



Obr. 3 Podvozek Jaguar I-Pace [13]

#### 1.1.4 LUKA EV

Prototyp elektromobilu vyvíjený v České republice, který má motory umístěné v nábojích kol. Jedná se o dvoumístné kupé s maximální rychlostí  $146 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Celkový výkon všech motorů je 50 kW. Podvozek je tvořen převážně slitinami hliníku, kapota vláknovým kompozitem, díky tomu bylo dosaženo velmi nízké provozní hmotnosti, která je 815 kg. [16]



*Obr. 4 Podvozek Luka EV [16]*

V každém náboji kola je umístěn motor o výkonu 12,5 kW (Obr. 5). Baterie má kapacitu 21,9 kWh a neoficiální dojezd je cca 300 km. Vzhledem k nízké celkové hmotnosti je u tohoto vozidla zajímavý poměr odpružených a neodpružených hmot, kdy je lehká karoserie ve spojení s vyšší neodpruženou hmotností. [16]



*Obr. 5 Motory a zavěšení vozu Luka EV [18]*

## 1.2 MOTORY A HNACÍ ÚSTROJÍ

Elektrické motory se vyznačují mnohem větší účinností oproti spalovacím motorům a jsou také při stejném výkonu lehčí. Díky snadné řiditelnosti otáček a dostupnosti kroutícího momentu ve velkém rozsahu otáček není nutné využití vícestupňové převodovky, čímž se ušetří další hmotnost.

V dnešní době se používají dva způsoby připojení motoru ke kolům. Jeden způsob je nepřímý, kdy je kroutící moment přenášen přes převodovku a poloosy. Druhý způsob je přímý s elektromotory přímo v kolech (nábojích).

### 1.2.1 BĚŽNÉ MOTORY

V dnešní době je rozšířenější použití elektromotorů, které jsou umístěné na šasi vozidla. Používají se společně s jednostupňovou převodovkou, ze které je kroutící moment přenášen pomocí poloos na kola. Toto tradiční uspořádání nevyžaduje mnoho změn v konstrukci automobilu, proto je snadné ho implementovat i do běžného vozu, viz Volkswagen e-Golf.

Používají se synchronní i asynchronní motory. Asynchronní motor je zvláště jednoduchý stroj bez mechanického kontaktu, a proto je nenáchylný k poruchám. Pro funkci rekuperace je ale nevhodný, proto se používá v kombinaci s generátorem, který představuje další hmotnost navíc. Synchronní motor má větší účinnost oproti asynchronnímu, ale je nákladnější a náročnější na konstrukci. [1]



*Obr. 6 Motor, generátor a jednostupňová převodovka společnosti Tesla [1]*

### 1.2.2 MOTORY V KOLECH

Vyvíjenou alternativou jsou motory v kolech, tzv. in-wheel motory, které jsou buď přímo zabudované v kolech (discích) nebo v nábojích. Motory v nábojích umožňují použití standartních disků kol.

Nebyl nalezen žádný sériově vyráběný vůz s motory v kolech. Technologii se však věnovala v minulosti už spousta automobilek, např. Volvo, Nissan, Mitsubishi, které dnes neprezentují žádné pokroky. [12]



Některé firmy se soustředí přímo na motory v kolech, např. Elaphe, Protean Electric. Mezi jimi uváděné výhody motorů v kolech je nepotřebnost hnacích hřídelí a převodovky. Další výhodou je možnost ovládat každé kolo zvlášť a získat plnou kontrolu nad pohonem všech kol.



*Obr. 7 Prototypový vůz s motory Elaphe [6]*

Nevýhodou je to, že motory jsou náchylnější vnějším vlivům oproti motorům chráněným v karoserii. Náročné je také chlazení motorů. Navíc jsou motory zároveň blízko k brzdám, což je další zdroj tepla. Vedení vysokého napětí na tuto část vozidla by mohlo být také bezpečnostním rizikem, zvláště ve spojení s kapalinou chlazenými motory. [5]

Motory jsou dostatečně výkonné i pro použití pouze na jedné nápravě. Model S400 firmy Elaphe má integrovanou bubnovou brzdu a sedí ve standardních 14 palcových ocelových ráfcích. S maximálním výkonem 40 kW a kroutícím momentem 400 Nm je plně dostačující pro malé elektromobily (použití i jen na jedné nápravě). Kapalinou chlazený motor váží 17,6 kg. Další model z nabídky je M700 (Obr. 8), který má zvýšený maximální výkon na 75 kW a kroutící moment 700 Nm. Hmotnost je 23 kg. [21][6]

Konkurenční Protean Electric má v nabídce motor Pd16, který má maximální výkon 40 kW a moment 800 Nm. Pd16 má stejný maximální výkon jako S400, ale jeho moment je dvojnásobný. Jeho hmotnost je 28 kg, což je o 10 kg více než S400. Další motor v jejich nabídce je Pd18, který má výkon 80 kW a moment 1 200 Nm. Hmotnost je 36 kg. [20]



*Obr. 8 Motor Elaphe M700 [6]*

Rozdíly v hmotnostech motorů jsou poměrně značné, jelikož Protean Electric má o více než 50 % těžší motory oproti Elaphe. Výrazné rozdíly v uváděných hmotnostech mohou být způsobeny rozdílným pojetím měření jednotlivých výrobců (uvažování brzdového systému, napájení a chlazení motorů apod.) nebo není při jejich vývoji přikládána taková důležitost nízké hmotnosti.

Motory v kolech navýší neodpruženou hmotnost cca o 20–35 kg.

### 1.3 BATERIE

Baterie mají největší podíl na nárůstu hmotnosti pohonu elektromobilů. Jedny z nejpoužívanějších baterií jsou lithium-iontové a lithium-polymerové baterie, které vynikají měrnou energií.

V porovnání s palivy spalovacích motorů je měrná energie malá. Benzin má výhřevnost  $12,9 \text{ kWh} \cdot \text{kg}^{-1}$ , což je v porovnání s bateriemi mnohonásobně víc i přes nízkou účinnost spalovacího motoru. Tesla nebo Jaguar se s měrnou energií pohybují u svých baterií kolem  $150 \text{ Wh} \cdot \text{kg}^{-1}$  a s touto hodnotou patří mezi nejlepší. [14]

Baterie umístěná nízko má pozitivní vliv na ovládání vozidla, jelikož snižuje těžiště vozidla. Zvláště těžší baterie, které jsou použity např. v Tesle a Jaguaru mají velký vliv, viz Obr. 9.

Navýšení velikosti odpružených hmot bateriemi je velmi relativní, jelikož to závisí na její kapacitě, tzn. dojezdu, a také na použité technologii. V případě Hyundai Ioniq se jedná o zanedbatelný rozdíl 10 kg a v případě VW e-Golf je to už značných 300 kg. Pokud by byl požadavek na bateriemi poháněné vozidlo, které má stejný dojezd jako auto se spalovacím motorem, tak by bylo zapotřebí několikanásobně navýšit kapacitu baterií, a s tím i hmotnost. Baterie má také velký podíl na ceně vozidla, což je další důvod pro baterie o menší kapacitě.



*Obr. 9 Baterie Tesla Model S [3]*

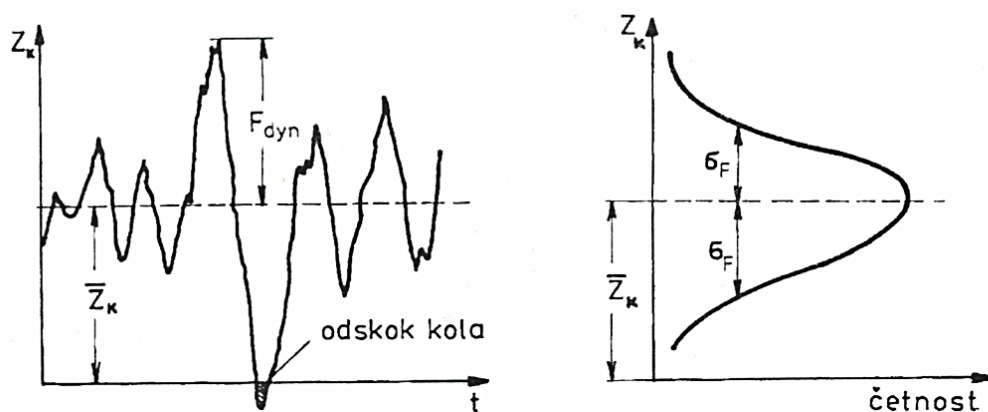


## 2 ODPRUŽENÍ

Úkolem odpružení je zmírnit rázy a otřesy karoserie způsobené nerovnostmi vozovky, a také udržet všechna kola v stálém kontaktu s vozovkou. Z požadavků vycházejí dvě kritéria pro hodnocení odpružení, které jsou pohodlí a bezpečnost jízdy. [15]

### 2.1 BEZPEČNOST JÍZDY

Odpružení má zajistit stálý kontakt pneumatiky s vozovkou i při přejezdu přes nerovnosti. Kontakt je důležitý pro přenos hnacích nebo brzdících sil a u řídicích kol také pro zachování říditelnosti vozidla. Bezpečnost jízdy a ovladatelnost vozidla se hodnotí podle svislé síly mezi kolem ( $Z_K$ ) a vozovkou. Pokud se  $Z_K = 0$ , tak došlo ke ztrátě kontaktu kola s vozovkou, viz Obr. 10a. [25]



Obr. 10 Statistická závislost zatížení kola a) časový průběh b) statistické rozdělení [25]

### 2.2 JÍZDNÍ POHODLÍ

Jízdní pohodlí je důležitým požadavkem při řízení vozidla, jelikož otřesy a vibrace mají velký vliv na únavu řidiče. Únava ovlivňuje jeho reakční schopnosti, a tím se zvyšuje pravděpodobnost dopravní nehody. U vyhodnocování vibrací jsou důležité hlavně vibrace přenášené ze sedadla na osobu. Profesionální řidiči mají proto lépe odpružená sedadla, která zmírňují přenos vibrací. [15][25]

Parametry, kterými se hodnotí účinek kmitání na člověka, jsou intenzita a frekvence kmitání, jeho směr a doba působení. Hodnocení probíhá dle normy ISO 2631, kde se účinek zrychlení hodnotí podle efektivního zrychlení (směrodatná odchylka  $\sigma$ ), pro které platí

$$a_{ef} = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}, \quad (1)$$

kde  $a$  je svislé zrychlení. [25]

Ve svislém směru je vlastní frekvence lidského těla je 4–6 Hz, kdy dochází k rezonančnímu kmitání horní části trupu a žaludku.

Norma ISO 2631 vyjadřuje závislost efektivního zrychlení a frekvence kmitání. Dle normy ISO 2631 je pro člověka nejhorší kmitání o frekvenci 4–8 Hz. Při nárůstu nebo poklesu frekvence od zmíněného intervalu se zvyšuje dovolené zrychlení. [25]

Norma má přiděleny tři kategorie pro požadavky na pohodlí:

- mez ohrožení zdraví
- mez snížené výkonnosti
- mez sníženého pohodlí

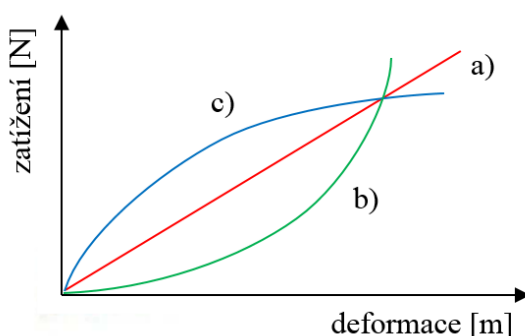
## 2.3 PRVKY ODPRUŽENÍ

Odpružení se skládá z různých součástí, které mají své charakteristické vlastnosti a vliv na nastavení odpružení. Mezi tyto součásti patří hlavně pružiny a tlumiče. Dále jsou to pneumatiky, které se vyznačují tuhostí i určitou tlumící schopností (v této práci zanedbána). Vliv na odpružení mají také např. příčné stabilizátory, které zmenšují klopení karoserie při průjezdu zatáčkou, jejich vliv zde ale nebude uvažován. [26]

### 2.3.1 PRUŽINY

Pro osobní automobily se používají převážně vinuté pružiny, jejichž výhodou je malá hmotnost, jednoduché uložení a bezúdržbovost. Nevýhodou je, že neposkytují žádné vedení nápravy (kola) a nemají žádné tlumení. [26]

Dále se v automobilovém průmyslu užívají ocelové pružiny listové a torzní. Z neocelových pružin se používají třeba vzduchové, vzduchokapalinové nebo pryžové.



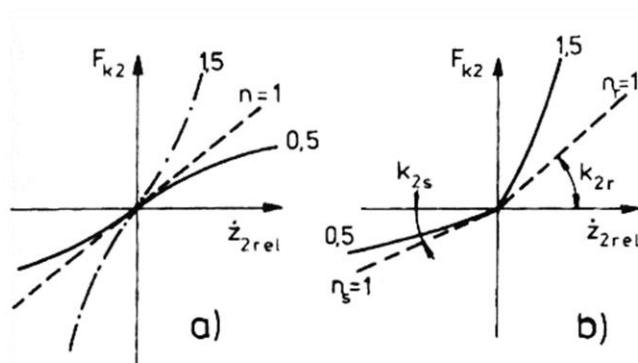
Obr. 11 Průběh deformace v závislosti na zatěžování a) lineární b) progresivní c) degresivní

Pro odpružení jsou důležité vlastní frekvence soustavy, které tuhost pružiny ovlivňuje dle vztahu  $\omega = \sqrt{c/m}$ , kde  $c$  je celková tuhost pružin působících na těleso a  $m$  hmotnost tělesa.

### 2.3.2 TLUMIČE

Jejich úkolem je tlumit nárazy, které vznikají jízdou po nerovné vozovce a nepřenášet tyto rázy na karoserii (odpruženou hmotu). Také je důležité, aby udržovaly kmitání neodpružených hmot v malém rozsahu, jelikož je tím dosažen lepší a stálější kontakt kol s vozovkou. [26]

Tlumiče pracují na principu přeměny mechanické energie na energii tepelnou. Nejčastěji je kinetická energie přeměněna hydraulickým odporem při průtoku vhodnými ventily. [25]



Obr. 12 Charakteristiky tlumicí síly a) symetrické charakteristiky b) nesymetrické charakteristiky [25]

Charakteristika tlumiče je závislost mezi zatížením a rychlostí jeho pohybu (případně polohou), viz Obr. 12. Tlumiče mají obvykle rozdílnou charakteristiku pro roztahování a stlačování, viz Obr. 12b. Mohou se stlačit snáze při přejezdu přes vyvýšenou nerovnost a roztahovat obtížněji, aby kolo nezapadalo příliš rychle do prohlubně. [4]

### 2.3.3 PNEUMATIKA

Pneumatiky absorbují kmity způsobené drobnými nerovnostmi vozovky. [15]

Pro analýzu odpružení je důležitá tuhost pneumatiky v radiálním směru. Radiální tuhost pneumatiky byla zjištěna pomocí kalkulátoru, který bere v potaz rozměry pneumatiky, disku a také tlak v pneumatice. Rozměry pneumatiky a šířka disku byly zvoleny podle vozu VW e – Golf, pro který byl zjištěný i předepsaný tlak pneumatik. Na základě těchto hodnot bylo zjištěna radiální tuhost  $c_1=230 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$  (205/55 R 16 6,5" 91H). [24]

Jelikož motory v kolech potřebují více prostoru, musí se obvykle používat větší průměry disků. Proto se u vozidel s *in-wheel* motory setkáme obvykle s nízko profilovými pneumatikami, které se vyznačují vyšší radiální tuhostí. Kalkulátorem byla zjištěna tuhost přibližně  $c_1=310 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$  (225/40 R 18 8,5" 92V). [24]

### 3 VÝPOČTOVÁ ANALÝZA

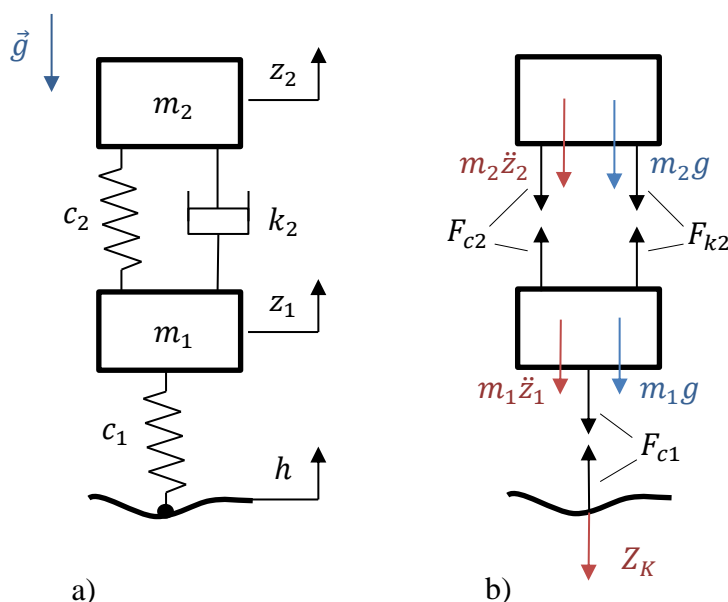
Vyšetřuje se tlumené kmitání v oblasti svislé dynamiky vozidla při jízdě po nerovné vozovce. Dynamický model pro vyšetřování odpružení automobilu byl pro usnadnění výpočtů zjednodušen na čtvrtinový model (Obr. 13a). U čtvrtinového modelu nelze vyšetřovat kmitání ani kolébání nástavby, to ale není úkolem řešení práce, proto je čtvrtinový model dostačující.

#### 3.1 ČTVRTINOVÝ MODEL

Zjednodušený model o dvou stupních volnosti pro vyšetření základních vlastností kmitání. Ze soustavy (Obr. 13a) se získá uvolněná soustava (Obr. 13b), pro kterou se odvozují pohybové rovnice.

Hmotnost  $m_1$  je hmotnost všech neodpružených hmot, jako jsou kola, část hmotnosti zavěšení kol, brzdového systému a případně hmotnost elektromotorů (pokud se jedná o verzi s elektromotory v kolech). Hmotnost  $m_2$  je hmotnost nástavby, což je prakticky vše umístěné nad pružinami automobilu. Předpokládá se rovnoměrné rozložení hmotnosti na přední i zadní nápravu (50:50). Z tohoto předpokladu se bere, že všechna kola jsou rovnoměrně staticky zatížena. [15]

V modelu je uvažovaná lineární charakteristika pružiny. Tlumič je zvolen také lineární se symetrickou charakteristikou (stejný součinitel pro stlačení i pro roztahování, Obr. 12a). Model byl sestavován dle [5], ale pro lepší modelování ztráty kontaktu byl zvolen upravený model, kde pneumatika funguje pouze jako tlačná pružina a při ztrátě kontaktu nemá tendenci „táhnout“ kolo zpět k vozovce. Bylo přidáno působení gravitačního pole, které se stará o zpětný pohyb těles k vozovce, bez kterého by tento systém nefungoval. [2]



Obr. 13 Čtvrtinový model automobilu a) soustava těles b) uvolněná soustava [25][18]

### 3.1.1 POHYBOVÉ ROVNICE

Rovnice (2) je odvozena pro odpruženou hmotu a rovnice (3) pro hmotu neodpruženou dle Obr. 13b. [25]

$$-m_2 \ddot{z}_2 - m_2 g - F_{k2} - F_{c2} = 0 \quad (2)$$

$$-m_1 \ddot{z}_1 - m_1 g + F_{k2} + F_{c2} - F_{k1} - F_{c1} = 0 \quad (3)$$

$$F_{c2} = c_2 \dot{z}_{2rel}, \quad (4)$$

kde  $c_2$  je tuhost pružiny a  $z_{2rel}$  je relativní pohyb nástavby vůči nápravě.

$$F_{k2} = k_2 \dot{z}_{2rel}, \quad (5)$$

kde  $k_2$  je tuhost pružiny a  $\dot{z}_{2rel}$  je relativní rychlost nástavby vůči nápravě.

$$F_{c1} = c_1 \dot{z}_{1rel}, \quad (6)$$

kde  $c_1$  je radiální tuhost pneumatiky a  $z_{2rel}$  je relativní pohyb nápravy vůči vozovce.

$$F_{k1} = 0, \quad (7)$$

protože tlumící síla pneumatiky je zanedbatelná.

Pro relativní výchylky a rychlosti platí

$$z_{2rel} = z_2 - z_1; \quad z_{1rel} = z_1 - h; \quad \dot{z}_{2rel} = \dot{z}_2 - \dot{z}_1. \quad (8)$$

Zatížení kola působící na vozovku odpovídá

$$Z_K = -(F_{c1} + F_{k1}) = c_1(h - z_1) + k_1(\dot{h} - \dot{z}_1) \approx c_1(h - z_1), \quad (9)$$

což je velikost síly, která vzniká stlačením pneumatiky.

Z rovnice (2) a (3) také vyplývá, že zatížení kola je dáno součtem setrvačných sil soustavy

$$Z_K = m_2 \ddot{z}_2 + m_1 \ddot{z}_1. \quad (10)$$

Finální soustava diferenciálních rovnic

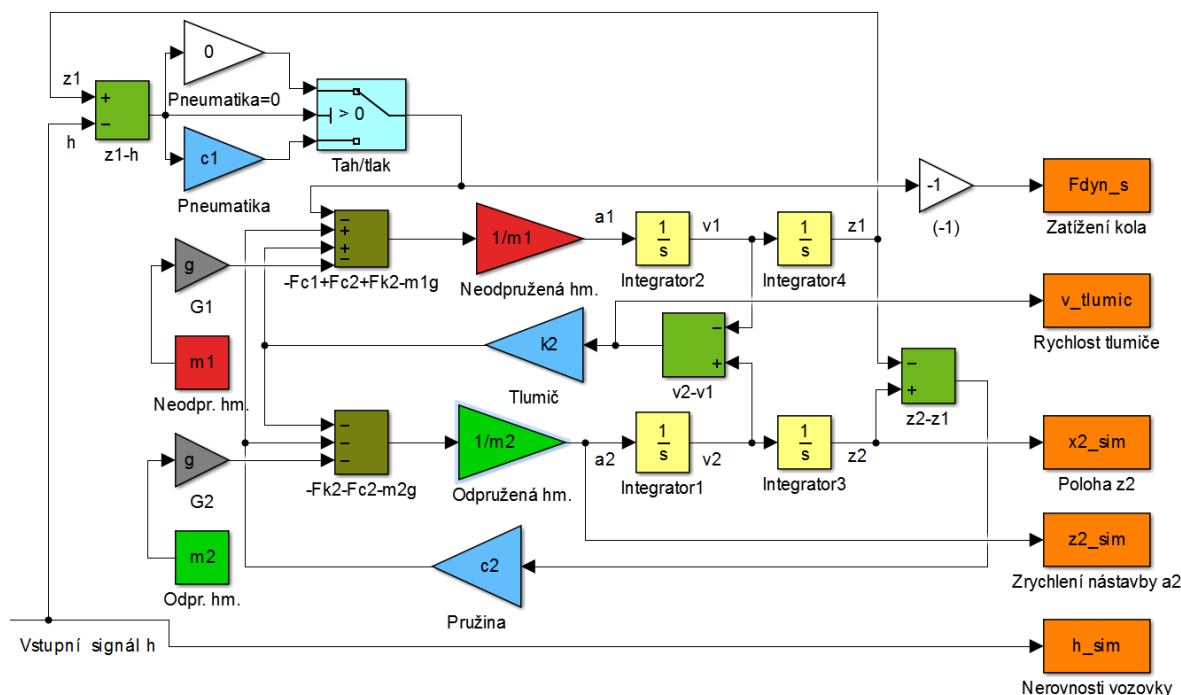
$$-m_2 \cdot \ddot{z}_2 - m_2 g - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - c_2(z_2 - z_1) = 0 \quad (11)$$

$$-m_1 \cdot \ddot{z}_1 - m_1 g + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2(z_2 - z_1) - c_1(z_1 - h) = 0 \quad (12)$$

### 3.1.2 SESTAVENÝ MODEL MATLAB SIMULINK

Pro řešení diferenciálních rovnic byl použit program MATLAB s nadstavbou Simulink, který umožňuje modelovat dynamické systémy formou blokových schémat.

Dle získaných pohybových rovnic (11) a (12) bylo sestaveno schéma, jeho ukázka je na Obr. 14. Samotné řešení proběhlo prostřednictvím řešiče diferenciálních rovnic *ode45*, který disponuje dostatečnou přesností. Maximální velikost kroku byla nastavena na 0,001 s. [7][11]



Obr. 14 Ukázka schéma pro řešení v programu MATLAB Simulink

Získaná data o poloze, rychlosti, zrychlení jednotlivých těles a zatížení kola byla dále zpracována přímo v programu MATLAB, kde probíhalo zjišťování směrodatných odchylek, extrémních hodnot a vykreslování grafů.

Na Obr. 14 vlevo nahoře je vidět vyhodnocování „tahu“/tlaku působícího na pneumatiku. Při zvětšování vzdálenosti mezi kolem a vozovkou, tzn.  $z_1 - h > 0$ , by došlo k „natahování“ pneumatiky, proto je tato síla eliminována nulovou tuhostí pneumatiky. Díky této úpravě nedochází k vysokým zrychlením např. při jízdě „ze schodu“ a zrychlení se blíží volnému pádu s příspěvkem nezatlumené energie uvolněné pružinou.

Zatížení kola bylo spočteno jako součet dynamické síly a středního zatížení kola (Obr. 10)

$$Z_K(t) = \bar{Z}_K + F_{dyn}(t). \quad (13)$$

Rozptyly (směrodatné odchylky) jsou stejné pro dynamickou sílu i celkové zatížení kola, jelikož se změnila pouze střední hodnota a průběh sil zůstal stejný,

$$\sigma_{Z_K} = \sigma_{F_{dyn}}. \quad (14)$$

### 3.2 KONCEPČNÍ MODEL Y AUTOMOBILŮ

Na základě provedené rešerše byly vytvořeny tři koncepce. První model je konvenční automobil se spalovacím motorem. Zbylé dva modely jsou elektromobily, přičemž druhý návrh je s elektromotory v kolech a třetí je zatím používanější model s motorem umístěným na odpružené hmotě. Celková hmotnost elektromobilů byla zvolena stejně velká, pouze se přenesla hmotnost pohonné jednotky z odpružené hmoty na neodpruženou. Předpokladem bylo, že hmotnosti pohonů jsou podobné.

Jelikož by zanedbatelné navýšení odpružených hmot nemělo smysl řešit např. v případě Hyundai Ioniq, tak bylo zvoleno do výpočtového modelu navýšení o 300 kg pro oba elektromobily. Navýšení mohlo být zvoleno vyšší, viz Jaguar I-Pace, ale toto navýšení se řadí spíše mezi nadprůměrné.

Hmotnost neodpružených hmot byla zvolena na 40 kg. Pro koncepci s motory v kolech bylo zvoleno navýšení hmotnosti o 30 kg vzhledem k hmotnosti dostupných motorů. [18][7]

Na základě diskuze bylo zvoleno  $c_1=240 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$  pro standartní pneumatiky (1. a 3. model) a  $c_1=300 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$  pro nízko profilové pneumatiky (2. model).

Optimální hodnota tuhosti pružiny pro pohodlí je  $c_2(\sigma_{z2 \min})=0$ , ale toto je z pohledu bezpečnosti a zástavbových rozměrů (nekonečně dlouhá pružina) nereálná hodnota.

Optimální hodnota tuhosti pružiny pro bezpečnost byla počítána dle vztahu [25]

$$c_2(\sigma_{Fdyn \min}) = \frac{c_1 m_1 m_2}{(m_1 + m_2)^2} \quad (15)$$

pro každou koncepci a poté použita do výpočtového aparátu ( $c_2(\sigma_{Fdyn \min}) = c_2$ ).

Optimální hodnota součinitele tlumení pro pohodlí určena dle

$$k_2(\sigma_{z2 \min}) = c_2 \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{c_1}}. \quad (16)$$

Optimální hodnota součinitele tlumení pro bezpečnost určena dle

$$k_2(\sigma_{Fdyn \min}) = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)c_2^2}{c_1} - \frac{2c_2 m_1 m_2}{m_1 + m_2} + \frac{c_1 m_1 m_2^2}{(m_1 + m_2)^2}}. \quad (17)$$

Prázdné automobily mají dle parametrů různých vyrobených vozidel poměrný útlum v intervalu  $D_2 = 0,2$  až  $0,4$ ; naložené v intervalu  $0,15$  až  $0,3$ . Z hlediska jízdní bezpečnosti je vhodný vyšší poměrný útlum  $D_2 \approx 0,4$  a pro jízdní pohodlí nižší  $D_2 \approx 0,2$ . Jako kompromis byl zvolen poměrný útlum  $0,3$ . [25]

Hodnota součinitele tlumení pro zvolený poměrný útlum určena dle

$$k_2(D_2) = 2D_2 \sqrt{c_2 m_2}. \quad (18)$$

Vlastní frekvence zjištěna pro nastavbu dle

$$\omega_{02} = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}} \quad (19)$$

a pro nápravu dle

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}}. \quad (20)$$

Tab. 1 Parametry jednotlivých koncepcí

Parametry		Koncepce		
		I	II	III
Odpružená hm.	$m_2$ [kg]	275	320	350
Neodpružená hm.	$m_1$ [kg]	40	70	40
Použitá tuhost pneu	$c_1$ [kN·m <sup>-1</sup> ]	240	300	240
Použitá tuhost pružiny	$c_2$ [kN·m <sup>-1</sup> ]	26,6	44,2	22,1
Opt. součinitel tlumení pro pohodlí	$k_2(\sigma_{\ddot{z}_{2 \min}})$ [kNs·m <sup>-1</sup> ]	1,0	1,6	0,9
Opt. součinitel tlumení pro bezpečnost	$k_2(\sigma_{F_{dyn \min}})$ [kNs·m <sup>-1</sup> ]	2,5	3,4	2,6
Použitý součinitel tlumení ( $D_2 = 0,3$ )	$k_2$ [kNs·m <sup>-1</sup> ]	1,6	2,3	1,7
Vlastní frekvence nastavby	$\omega_{02} / 2\pi$ [Hz]	1,6	1,9	1,3
Vlastní frekvence nápravy	$\omega_{01} / 2\pi$ [Hz]	13,0	11,2	12,9

Zvýšení hmotnosti odpružené hmoty se pojí se snížením tuhosti pružiny dle rov. (15). Optimální součinitele tlumení jsou pouze mírně odlišné. Celkově se však nároky na odpružení elektromobilu s motory na šasi (III) významně nezmění v porovnání s konvenčním automobilem (I). Větší rozdíly jsou zřejmé u elektromobilu s motory v kolech. Optimální tuhost pružiny pro bezpečnost je u tohoto modelu (II) dvakrát vyšší než u koncepce III. Optimální hodnoty součinitele tlumiče jsou obě přibližně o polovinu vyšší v porovnání se zbylými modely. [8]

### 3.3 AMPLITUDO-FREKVENČNÍ CHARAKTERISTIKA

Touto charakteristikou se vyjadřuje absolutní hodnota přenosu v závislosti na budící frekvenci. Pro vyhodnocení odpružení je důležitá charakteristika  $W_{\ddot{z}_2 h}(\omega) = \ddot{z}_2(\omega) / h(\omega)$ , která vyjadřuje poměr zrychlení nastavby k nerovnostem vozovky v závislosti na budící frekvenci, a také je důležitá char.  $W_{F_{dyn} h}(\omega) = F_{dyn}(\omega) / h(\omega)$ , která vyjadřuje poměr dynamické síly k nerovnostem vozovky v závislosti na budící frekvenci.



Amplitudo-frekvenční charakteristika byla sestavená dle [5] s parametry dle Tab. 1. Z pohybových rovnic byly odvozeny poměry přenosů a za použití Fourierovy transformace byly převedeny na frekvenční přenosy. Získané absolutní frekvenční přenosy jsou

$$W_{\ddot{z}_2 h}(\omega) = \left| \frac{\ddot{z}_2(j\omega)}{h(j\omega)} \right| = \sqrt{\frac{(-B_0\omega^2)^2 + (-B_1\omega^3)^2}{(A_0 - A_2\omega^2 + A_4\omega^4)^2 + (A_1\omega - A_3\omega^3)^2}} \quad \text{a} \quad (21)$$

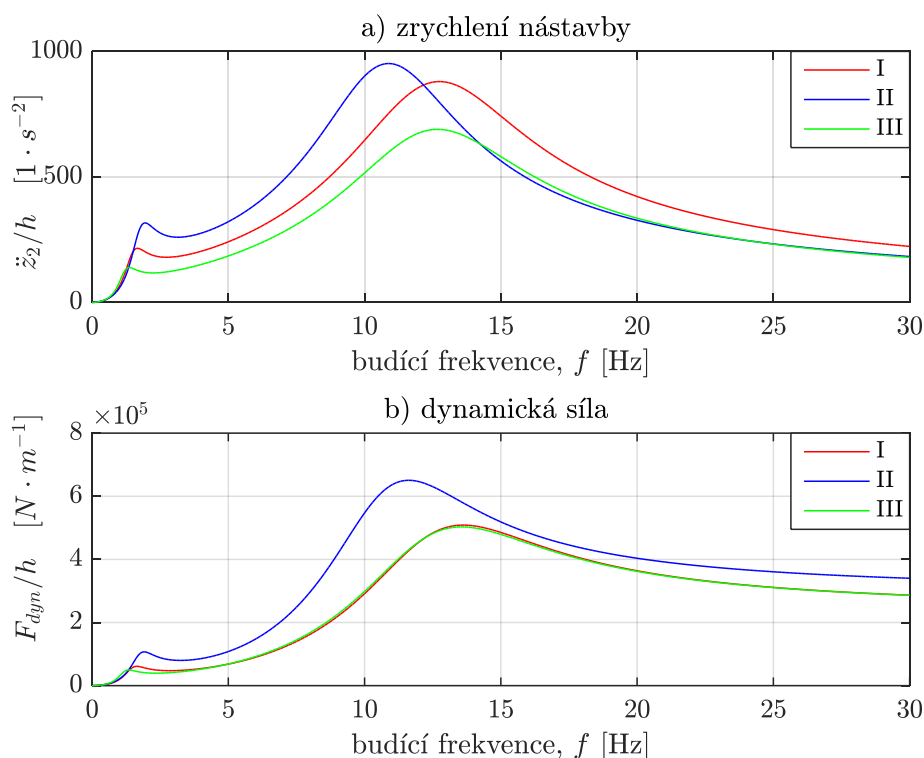
$$W_{F_{dyn} h}(\omega) = \left| \frac{F_{dyn}(j\omega)}{h(j\omega)} \right| = \sqrt{\frac{(-G_2\omega^2 + G_4\omega^4)^2 + (-G_3\omega^3)^2}{(A_0 - A_2\omega^2 + A_4\omega^4)^2 + (A_1\omega - A_3\omega^3)^2}}, \quad (22)$$

kde  $A_0 = c_1c_2$ ;  $A_1 = c_1k_2$ ;  $A_2 = c_2m_1 + (c_1 + c_2)m_2$ ;  $A_3 = k_2(m_1 + m_2)$ ;  $A_4 = m_1m_2$

a  $B_0 = c_1c_2$ ;  $B_1 = c_1k_2$ ;  $G_2 = c_1c_2(m_1 + m_2)$ ;  $G_3 = c_1k_2(m_1 + m_2)$ ;  $G_4 = c_1m_1m_2$ .

Z charakteristiky na Obr. 15 je znatelné, že koncepce s motory v kolech má odlišný projev proti dalším dvěma koncepcím. Vyšší neodpružená hmotnost snižuje jízdní bezpečnost (Obr. 15b) a také nepatrně zhoršuje pohodlí. Zvýšená hmotnost odpružené hmoty zvyšuje jízdní pohodlí.

Se zvýšením neodpružených hmot se pojí zvýšení tuhosti pružiny, která má u II velký vliv především v oblasti vlastní frekvence nástavby, kde zhoršuje jízdní pohodlí (Obr. 15a). Z hlediska dynamické síly je projev I a III prakticky identický, jelikož na dynamickou sílu má vliv hlavně neodpružená hmota, která je pro obě koncepce stejná. U II je dynamická síla největší v celém frekvenčním rozsahu (s výjimkou frekvencí pod 1,6 Hz). Z této charakteristiky lze očekávat horší vlastnosti odpružení pro elektromobil s motory v kolech (II).



Obr. 15 Amplitudo-frekvenční charakteristika a) zrychlení nástavby b) dynamická síla

### 3.4 ŘEŠENÍ PRO JEDNOTLIVÉ VSTUPNÍ BUZENÍ

Pro porovnání bezpečnosti jízdy je vhodné kritérium směrodatných odchylek dynamické síly  $F_{dyn}$  mezi kolem a vozovkou. Pohodlí bude porovnáno rovněž pomocí směrodatné odchylky, která bude porovnávat rozptyl zrychlení karoserie  $\ddot{z}_2$ . Bezpečnost bude posouzena dle  $\sigma_{F_{dyn}}^* = \sigma_{F_{dyn}} / Z_{Kstat}$ , což je podíl směr. odch. dynamické síly a statického zatížení, který zohledňuje větší statické zatížení kola způsobené zvýšenou hmotností elektromobilů. Kvůli většímu zatížení je zapotřebí větší dynamická síla, aby došlo ke ztrátě kontaktu s vozovkou (Obr. 10a).

#### 3.4.1 SKOKOVÉ BUZENÍ – SCHOD NAHORU

První testovaný profil nerovností je skokový impuls, který simuluje projetí např. odfrézované vozovky (schod nahoru). Výška schodu byla zvolena 80 mm.

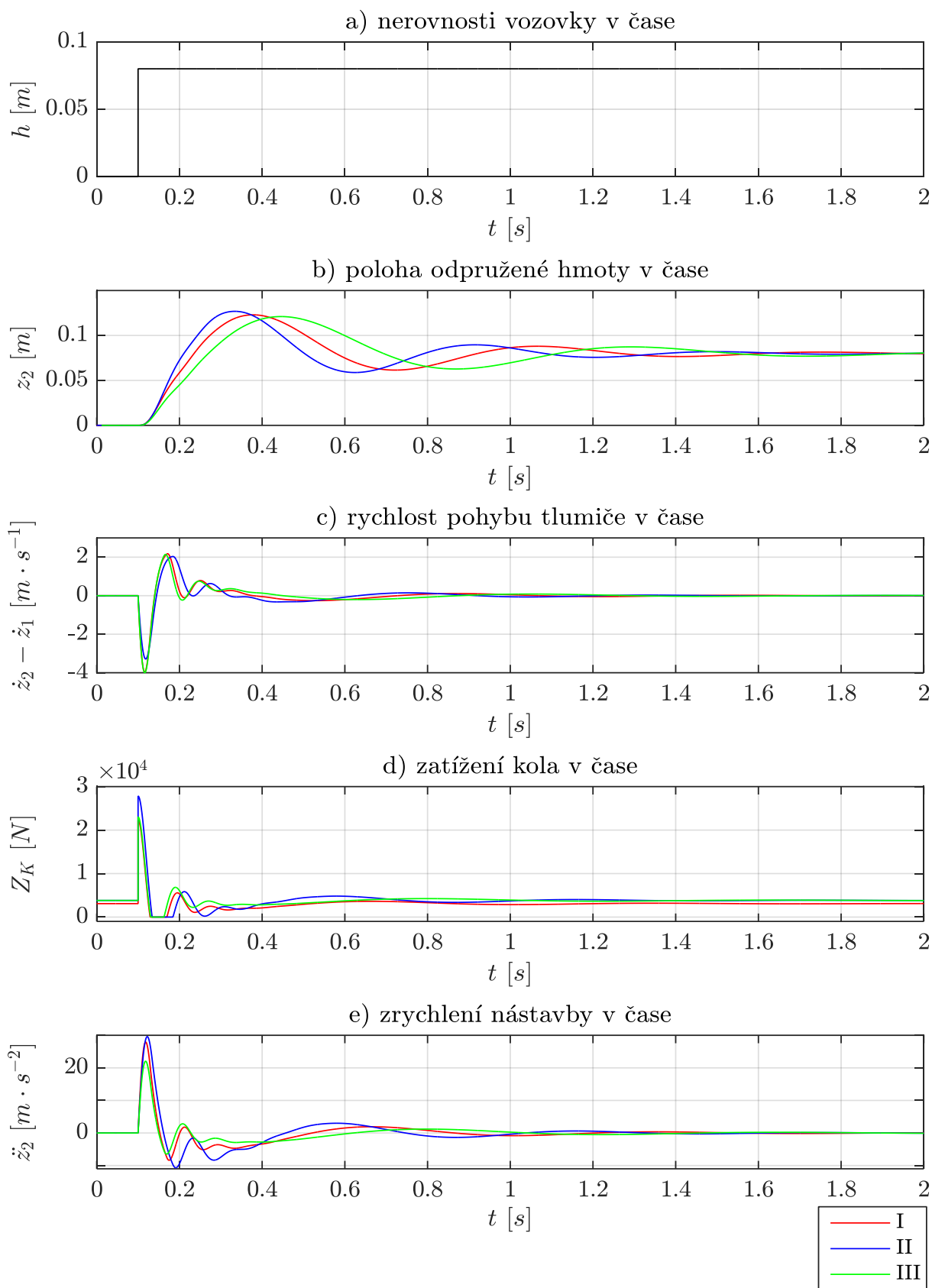
Tab. 2 Skokové buzení (schod nahoru)

		$Z_{K \max}$	$\sigma_{F_{dyn}}$		$\sigma_{F_{dyn}} / Z_{Kstat}$		$ \ddot{z}_2 \max $	$\sigma_{\ddot{z}_2}$	
		[N]	[N]	[%]	[-]	[%]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[%]
Koncepte	I	22 290	1 612	100,0	0,52	100,0	27,93	3,38	100,0
	II	27 826	2 200	136,5	0,58	110,3	29,61	4,09	121,0
	III	23 025	1 630	101,1	0,43	81,7	22,04	2,60	76,9

Na Obr. 16b je vidět projev vlastních frekvencí odpružených hmot, kde koncepce II má nejvyšší a III nejnižší frekvenci. Výkmit z rovnovážné polohy je také největší u II a nejmenší u III.

Vyšší maximální zatížení kola je u koncepce s motory v kolech způsobeno vyšší tuhostí pneumatiky, která je způsobena použitím nízkoprofilových pneumatik. Na maximum se podílí pouze tuhost pneumatiky a statické zatížení. Jelikož je rychlost změny vozovky (profilu) nekonečná, tak dojde k okamžitému stlačení pneumatiky. Vyšší dynamická síla způsobí větší sílu působící na nástavbu, a proto je u ní maximální zrychlení (II). Z hlediska rozptylu síly si vedou koncepce I a III velmi podobně a rozdíl je až u poměrné odchylky, která uvažuje statické zatížení, kde je III téměř o 20 % nižší. Výraznější nárůst rozptylu je u II, kde je 36,5% nárůst u směrodatné odchylky. I přes vyšší zatížení je II nejhorší ze všech koncepcí (110,3 %).

Maximální hodnoty zrychlení nástavby jsou vyšší u I a II, u III došlo k významnému zmírnění (Obr. 16e). Směrodatná odchylka je vyšší u II proti I, přestože maximální hodnoty byly blízké. Koncepce III je kromě maximální síly, kde není významně vyšší proti I (Obr. 16d), nejlepší z vyhodnocovaných modelů. Naopak II si vede ve všech kritériích nejhůře.



Obr. 16 Skokový impuls (nahoru) a) nerovnost vozovky b) poloha odpružené hmoty  
c) rychlost pohybu tlumiče d) zatížení kola e) zrychlení nástavby

### 3.4.2 SKOKOVÉ BUZENÍ – SCHOD DOLŮ

Druhý testovaný profil nerovností je také skokový impuls, který tentokrát může simulovat projetí např. kanálu nebo také odfrézované vozovky (schod dolů). Výška schodu byla rovněž zvolena 80 mm.

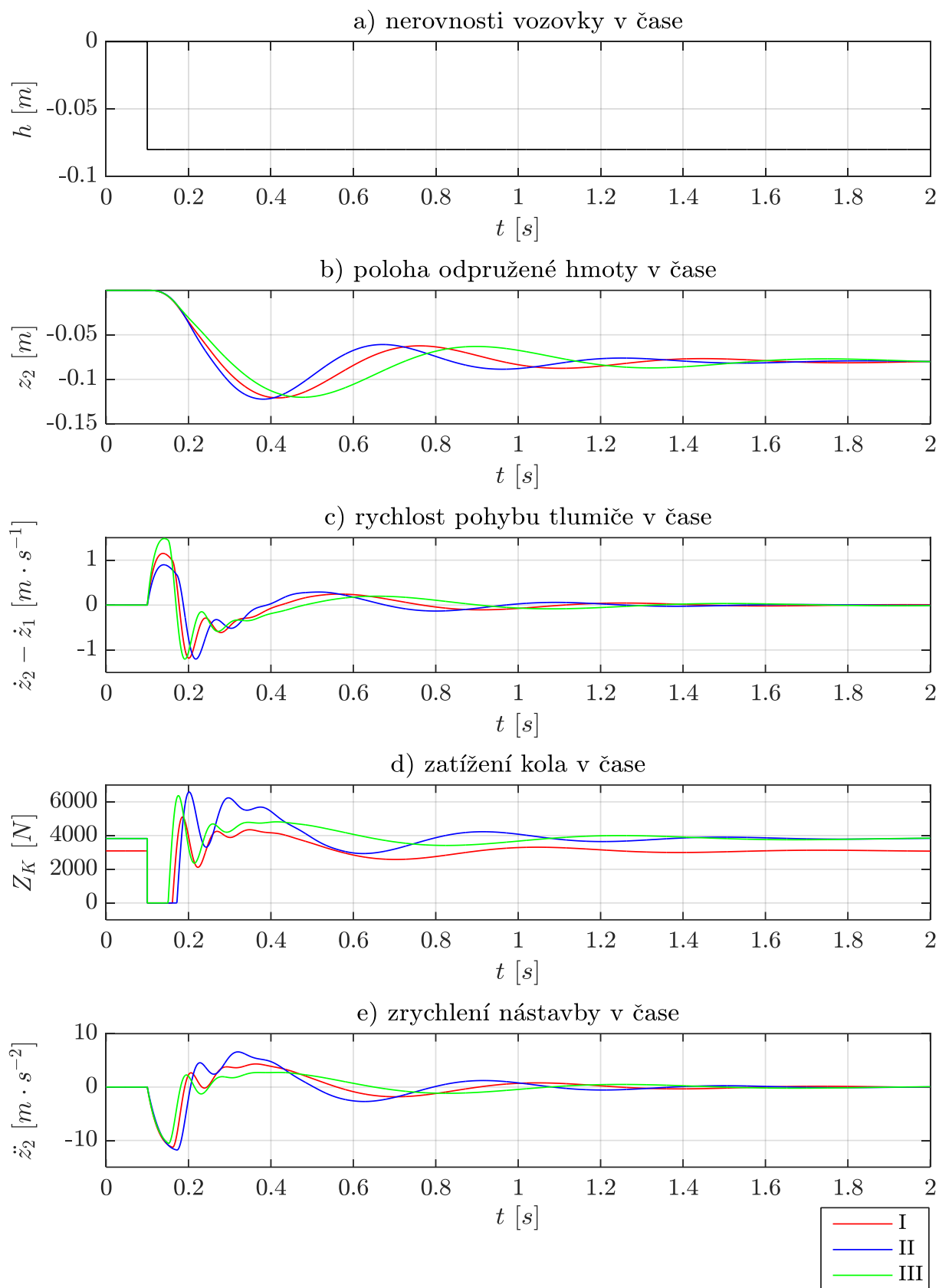
Tab. 3 Skokové buzení (schod dolů)

		$Z_{K \max}$	$\sigma_{F_{dyn}}$		$\sigma_{F_{dyn}} / Z_{Kstat}$		$ \ddot{z}_2 \max $	$\sigma_{\ddot{z}_2}$	
		[N]	[N]	[%]	[-]	[%]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[%]
Koncepte	I	5 102	707	100,0	0,23	100,0	11,27	2,20	100,0
	II	6 588	996	141,0	0,26	113,9	11,79	2,67	121,4
	III	6 369	773	109,4	0,20	88,4	10,55	1,79	81,1

U Obr. 17e v čase před  $t=0,2$  s je vidět maximální zrychlení v záporném směru, které je vlivem uvolnění energie naakumulované v pružině větší než gravitační zrychlení Země. Pokud by byl použit výpočtový model neuvažující ztrátu kontaktu s vozovkou, vycházely by tyto hodnoty obdobně jako u schodu nahoru. Při zachování „natahování“ pneumatiky by vycházely hodnoty o 100–150 % vyšší, proto zvláště v tomto případě profilu vozovky měl upravený čtvrtinový model velký vliv na výsledky.

Před přejezdem přes hranu nerovnosti je síla mezi odpruženou a neodpruženou silou vyvozována pouze stlačením pružiny, proto je nejvyšší u nejtěžší nástavby (III). Kvůli nejvyšší pružící síle a nižšímu součiniteli tlumení se nejrychleji roztahoval tlumič u konceptu III. Pružící síla je u I nejmenší, ale vlivem nižšího součinitele tlumení je rychlost pohybu tlumiče vyšší než u II. Díky rychlejšímu návratu ke kontaktu došlo k dřívějšímu zpomalování (tlumení) pohybu karoserie (Obr. 17e,  $t=0-0,2$  s). Rozdíly mezi maximálními zrychleními nejsou u jednotlivých koncepcí tak výrazné. Rozptýl zrychlení konceptu II byl výraznější po kontaktu s vozovkou, jelikož pro utlumení pohybu vyšší neodpružené hmotnosti jsou zapotřebí vyšší síly, a ty více ovlivnily nástavbu vozidla (Obr. 17e,  $t=0,2-0,4$  s).

Z hlediska maximální síly jsou II a III podobné, přesto co se týče směr. odchylek je II významně vyšší (+41 % vůči I) proti III (+9 % vůči I). Nárůst hmotnosti elektromobilů pouze mírní poměr odchylky ke statickému zatížení. Zvýšená hmotnost neodpružených hmot (hmotnost motoru) vedla k vyšším dynamickým silám, které vznikají silnějším tlumením a také stlačováním výrazně tužší pružiny.



Obr. 17 Skokový impuls (dolů) a) nerovnost vozovky b) poloha odpružené hmoty  
c) rychlost pohybu tlumiče d) zatížení kola e) zrychlení nástavby

### 3.4.3 OSAMOCENÁ NEROVNOST

Třetí vstupní profil byl vytvořen pomocí goniometrické funkce. Funkce byla posunutá o amplitudu výš, a tak vytvořila náběh na nerovnost, viz [9]. Tento náběh zohledňuje i nájezdový úhel kola na nerovnost a nedochází k tak prudké změně pohybu. Výška nerovnosti je 100 mm a perioda (celková doba přejezdu nerovnosti) je 0,5 s. Tento typ nerovnosti může simulovat přejezd např. zpomalovacího prahu.

Tab. 4 Osamocená nerovnost

		$Z_{K \max}$	$\sigma_{F_{dyn}}$		$\sigma_{F_{dyn}} / Z_{Kstat}$		$ \ddot{z}_{2 \max} $	$\sigma_{\ddot{z}_2}$	
		[N]	[N]	[%]	[-]	[%]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[%]
Koncepte	I	4 794	939	100,0	0,30	100,0	9,46	3,31	100,0
	II	6 887	1 424	151,7	0,37	122,5	11,31	4,18	126,1
	III	5 211	871	92,8	0,23	74,9	7,13	2,46	74,2

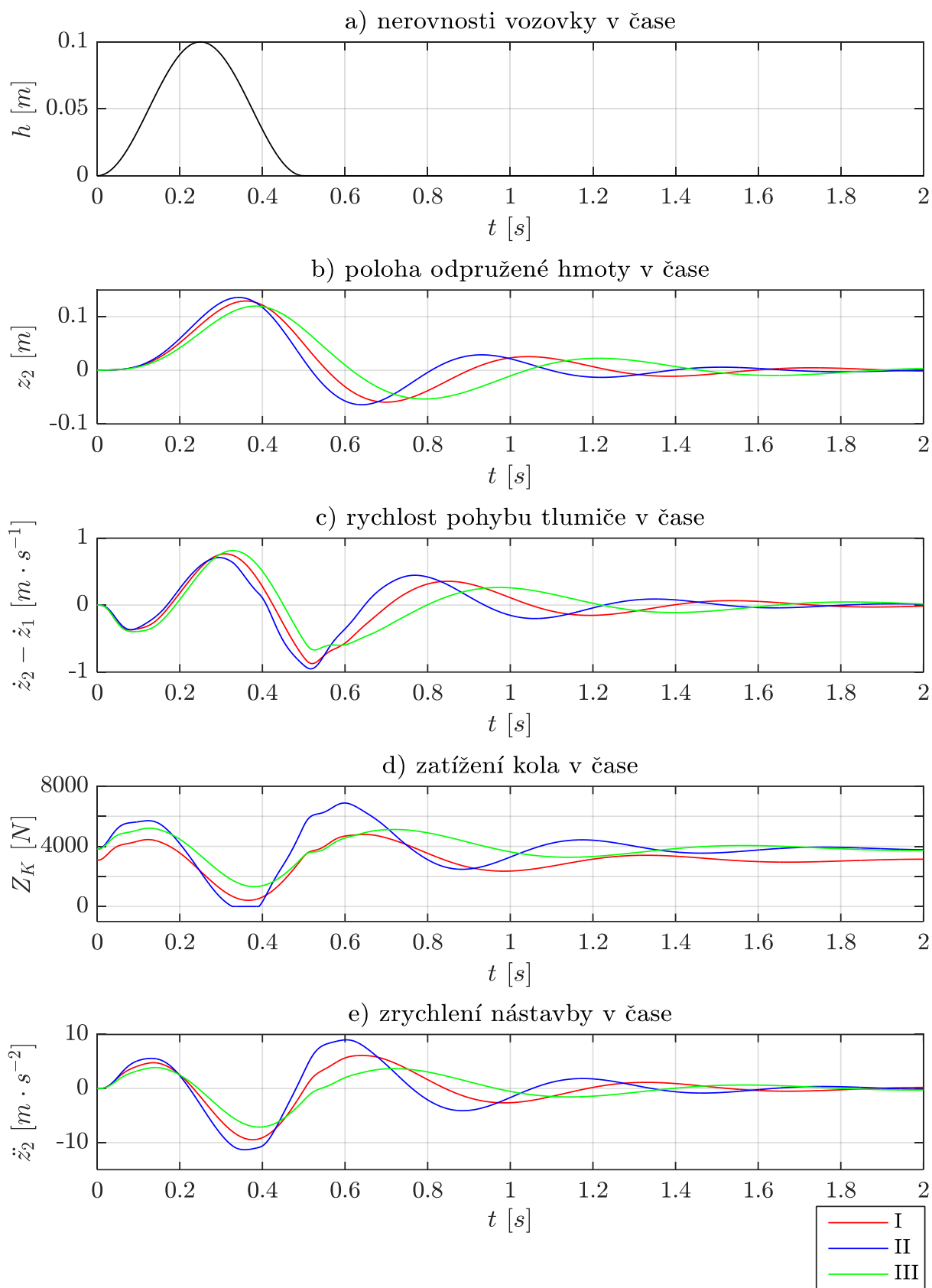
Na začátku je vidět stlačování tlumiče a pružin (Obr. 18c), které vyvolá síly k pohybu nástavby vzhůru (Obr. 18d,  $t=0-0,2$  s). Poté se nástavba pohybuje vzhůru vyšší rychlostí než neodpružená hmota, jelikož dochází k roztahování tlumiče, a tím odlehčení neodpružené hmoty. Odlehčením došlo ke snížení zatížení kola a u II i ke ztrátě kontaktu (Obr. 18d,  $t=0,3$  s).

U koncepce s motory v kolech vyšší síly, které vznikly na začátku rozpohybováním neodpružené hmoty (také kvůli vyšší tuhosti pneumatiky), předají pohybovou energii nástavbě, která se poté pohybuje s největším zrychlením. Při pohybu nástavby pod rovnovážnou polohu dochází k největšímu (ne tolik výraznému) stlačování (nejtužší) pružiny, a to způsobuje velkou pružící sílu. Také stlačování tlumiče je nejrychlejší, a to znamená nejvyšší tlumicí sílu (součinitel tlumení také nejvyšší). Tyto síly vedou k velkým extrémům zatížení kola (II).

Koncepte elektromobilu s běžnými motory má nejnižší tuhost pružiny a součinitel tlumiče srovnatelný s I (mírně vyšší), proto jsou síly na nástavbu nejmenší. Zároveň je hmotnost nástavby největší, a proto menší síla vyvolá ještě menší zrychlení, než by tomu bylo u zbylých koncepcí. V čase  $t=0,5-0,6$  s na Obr. 18c je tlumič stlačován poměrně stálou rychlostí, než začne zpomalovat. Zde se ztratilo spoustu energie a důkazem toho je změna směrnice křivky na Obr. 18e v daném časovém úseku.

Výrazně vyšší maximální hodnota síly je u koncepce II i v porovnání s III. Maximální hodnota působící na pneumatiku koncepce II je největší a způsobí vyšší stlačení než u III, ale nízkoprofilové pneumatiky neumožňují vyšší stlačení než standartní, proto by reálná tuhost pneumatiky měla být větší než volených 300 kN·m<sup>-1</sup>. Zrychlení je v extrémech nejvyšší u II, a zároveň se nejrychleji mění směr jeho působení (frekvence), proto je směrodatná odchylka zrychlení nejvyšší.

Koncepte II je z hlediska pohodlí nejhorší, III nejlepší. Bezpečnost jízdy je u II nejhorší i při uvážení statického zatížení.



Obr. 18 Osamocená nerovnost a) nerovnost vozovky b) poloha odpružené hmoty  
c) rychlost pohybu tlumiče d) zatížení kola e) zrychlení nástavby

### 3.4.4 NAHODILÉ NEROVNOSTI

Profil vozovky je tvořen součtem 50 sinusových funkcí. Frekvenční rozsah, který by měl pokrýt frekvence buzení běžnou vozovkou, byl zvolen 1–50 Hz. Amplituda byla zvolena s měnící se amplitudou, která lineárně klesá s rostoucí frekvencí. Funkce byly vůči sobě nahodile fázově posunuty. Výsledná funkce byla upravena, aby maxima nedosahovala příliš vysokých hodnot.

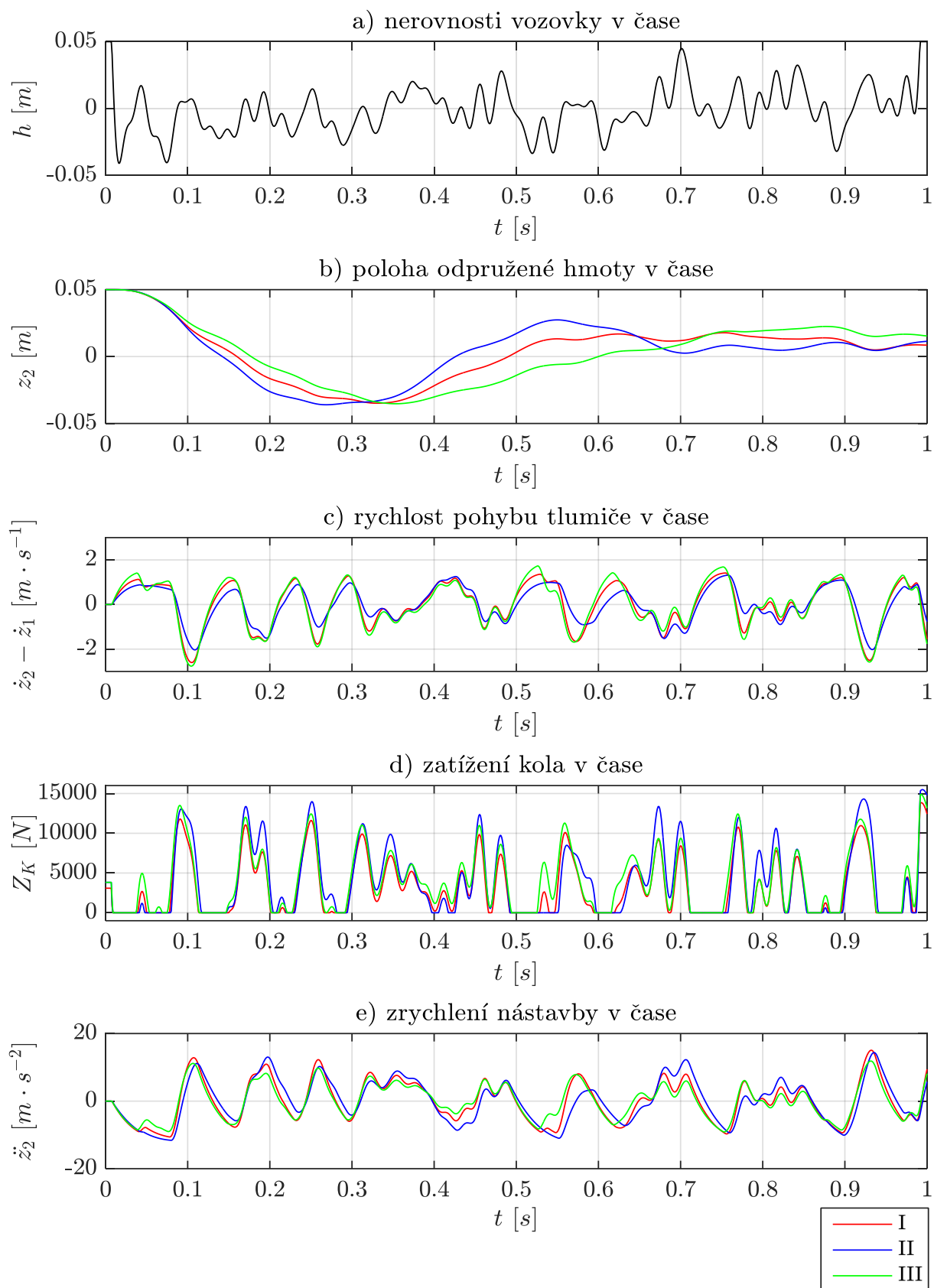
Tab. 5 Nahodilé nerovnosti

		$Z_{K \max}$	$\sigma_{Fdyn}$		$\sigma_{Fdyn} / Z_{Kstat}$		$ \ddot{z}_{2 \max} $	$\sigma_{\ddot{z}2}$	
		[N]	[N]	[%]	[-]	[%]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[%]
Koncepte	I	13 850	3 541	100,0	1,15	100,0	15,06	6,05	100,0
	II	15 492	4 338	122,5	1,13	99,0	14,37	6,28	103,8
	III	14 892	3 827	108,1	1,00	87,3	11,86	5,09	84,1

Nahodilá vozovka smazává rozdíly mezi jednotlivými modely koncepcí. Pokud se tato vozovka blíží reálným hodnotám, tak koncepce II není výrazně horší v porovnání s I. Maximální hodnota zatížení kola je u II největší, směrodatná odchylka také, ale při zvážení statického zatížení je srovnatelná s I (menší o 1 %).

Hodnota extrémního zrychlení není poprvé nejvyšší u II, ale u I. Směrodatná odchylka zrychlení je vyšší u II, ale nevýznamně. Koncepce III u tohoto typu buzení ukázala velké rozdíly oproti obou koncepcím. Rozdíly v bezpečnosti i v jízdním pohodlí jsou poměrně významné. Pokles směrodatné odchylky zrychlení je o 16 % vůči I a směrodatná odchylka dynamické síly poklesla o téměř 13 % vůči I. Tyto rozdíly jsou velké v porovnání s rozdíly mezi I a II, u kterých se jedná o pouhé jednotky procent. Dynamická síla (Obr. 19d) je ve většině případů maximální u koncepce s motory v kolech, ale v některých úsecích se projevuje i druhá koncepce elektromobilu. Zvýšená celková hmotnost u elektromobilů způsobí pokles poměrné odchylky dynamické síly, a tím zvýší bezpečnost jízdy.





Obr. 19 Nahodilé nerovnosti a) nerovnost vozovky b) poloha odpružené hmoty  
c) rychlost pohybu tlumiče d) zatížení kola e) zrychlení nástavby

### 3.5 POROVNÁNÍ DVOU MODELŮ S MOTORY V KOLECH

Vzhledem k výsledkům v kap. 3.4, ze kterých vyplývá, že navýšení odpružených nemá z hlediska odpružení negativní vliv. Navýšení neodpružených hmot se už projevuje nepříznivě a také výrazněji, proto bylo vytvořeno porovnání vlivu hmotnosti automobilu při použití motorů v kolech. Výstupem by mělo být, zda jsou motory v kolech vhodné spíše pro lehčí nebo těžší vozidla. Hmotnost motorů není úměrná výkonu, proto lze očekávat výraznější rozdíly mezi oběma koncepcemi.

Jako model vozovky byla použita osamocená nerovnost a nahodilé nerovnosti. Oba modely jsou identické jako v předchozích případech, jelikož se ukázaly jako dostatečné pro porovnání koncepcí mezi sebou.

Porovnány budou dvě koncepce. Jedna simuluje lehké vozidlo (A) jako např. Luka EV s hmotností 816 kg. Druhá simuluje těžší automobil (B) např. Jaguar I-Pace s hmotností 200 kg. Pro vozidlo A byl zvolen motor Elaphe S400 a pro vozidlo B M700 (viz kap.1.2.2) s vyšším výkonem, který je odpovídající navýšení celkové hmotnosti vozidla. Motory této značky byly voleny, protože ze zmiňovaných motorů mají nižší hmotnost a mohou být tedy potenciálně vyhledávanější pro sériové použití.

Hmotnost neodpružené hmoty byla volena vzhledem k celkové hmotnosti vozidla. Dle [4] tvoří neodpružené hmoty pro lichoběžníkové zavěšení přibližně 18 % celkové hmotnosti vozidla, proto bylo zvoleno

$$m_1 = 0,18 \cdot m_c + m_m, \quad (23)$$

kde  $m_c$  je čtvrtina celkové hmotnosti vozidla a  $m_m$  je hmotnost motoru. [4]

Tab. 6 Parametry elektromobilů s motory v kolech

Parametry		Koncepce	
		A	B
Celková hmotnost	$m_c$ [kg]	204	550
Hmotnost motoru	$m_m$ [kg]	17,6	23
Neodpružená hmotnost	$m_1$ [kg]	54,3	122
Odpružená hmotnost	$m_2$ [kg]	149,7	428
Použitá tuhost pneu	$c_1$ [kN·m <sup>-1</sup> ]	300	300
Použitá tuhost pružiny	$c_2$ [kN·m <sup>-1</sup> ]	58,7	51,8
Opt. součinitel tlumení pro pohodlí	$k_2(\sigma_{z2 \min})$ [kNs·m <sup>-1</sup> ]	1,5	2,2
Opt. součinitel tlumení pro bezpečnost	$k_2(\sigma_{Fdyn \min})$ [kNs·m <sup>-1</sup> ]	2,5	4,2
Použitý součinitel tlumení ( $D_2 = 0,3$ )	$k_2$ [kNs·m <sup>-1</sup> ]	1,8	2,8
Vlastní frekvence nástavby	$\omega_{02} / 2\pi$ [Hz]	3,2	1,8
Vlastní frekvence nápravy	$\omega_{01} / 2\pi$ [Hz]	12,9	8,5

### 3.5.1 OSAMOCENÁ NEROVNOST

Použitá nerovnost je identická jako v kap. 3.4.3, kde se ukázalo toto buzení jako velmi vhodné pro zobrazení a popis rozdílů charakteristik odpružení.

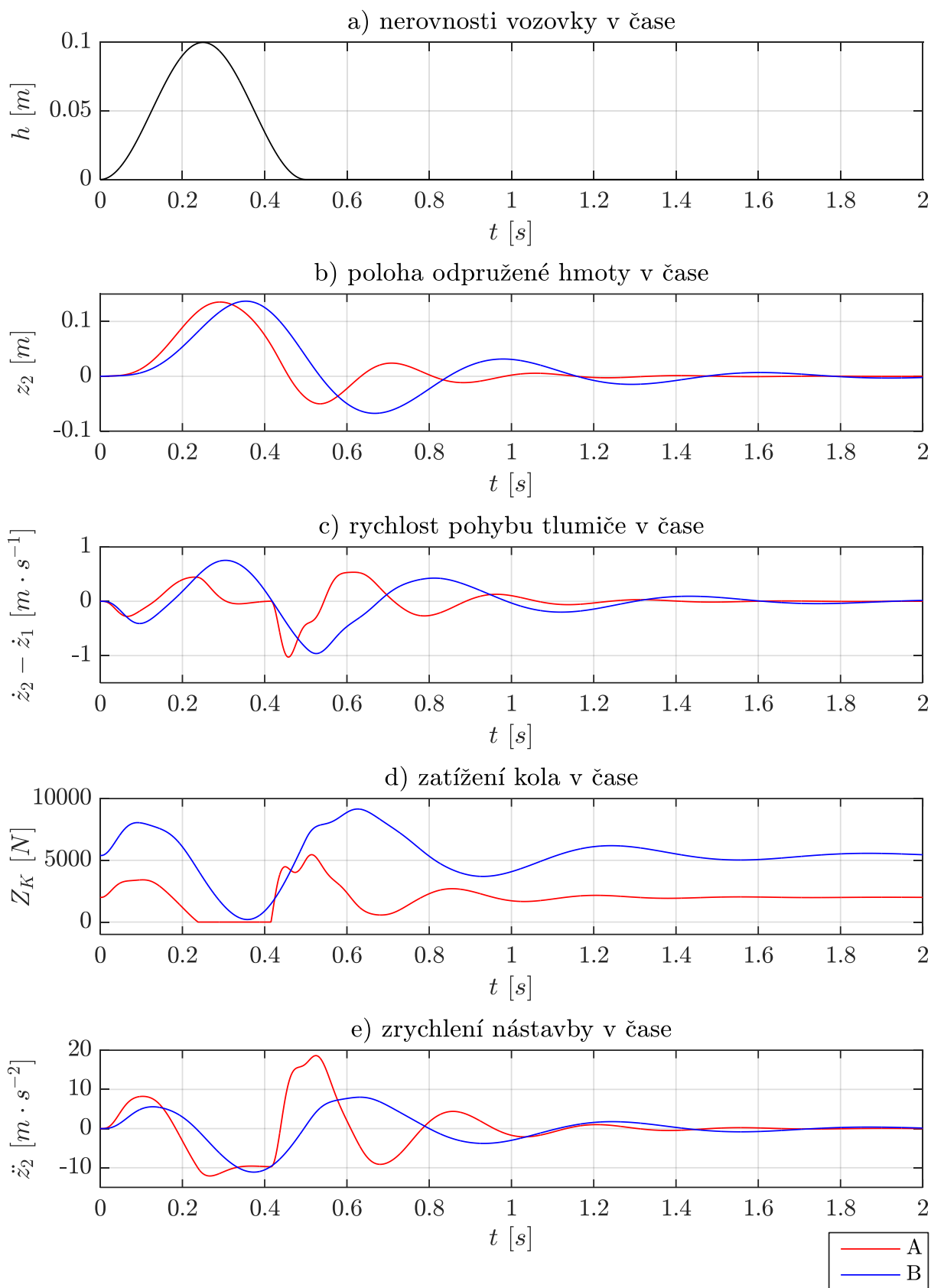
Tab. 7 Osamocená nerovnost

		$Z_{K \max}$	$\sigma_{F_{dyn}}$		$\sigma_{F_{dyn}} / Z_{Kstat}$		$ \ddot{z}_2 \max $	$\sigma_{\ddot{z}_2}$	
		[N]	[N]	[%]	[-]	[%]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[%]
Koncepte	A	5 457	1 034	100,0	0,52	100,0	18,63	5,82	100,0
	B	9 158	1 857	179,7	0,34	66,6	11,11	4,01	68,8

Zatížení kola a směrodatná odchylka jsou vyšší u B, ale to je dáno velkým rozdílem v celkové hmotnosti. Poměr odchylky a statického zatížení je poté menší pro B, u kterého je o třetinu menší. U modelu B nedošlo na rozdíl od A ke ztrátě kontaktu pneumatiky s vozovkou (Obr. 20d). Ztráta kontaktu trvala u A téměř 0,2 s, což není zanedbatelná hodnota z hlediska ovladatelnosti vozidla.

Maximální zrychlení nástavby A je přibližně o 2/3 vyšší než B. Toto je způsobeno ztrátou kontaktu kola a následného dopadu zpět na vozovku, kdy spolu se zrychlením nástavby (Obr. 20e) došlo k nárůstu zatížení kola (velké zrychlení pohybu tlumiče).

Koncepte vozidla B vychází pro tuto situaci lépe než koncepte A pro obě kritéria hodnocení odpružení. Při hodnocení pohodlí podle směrodatné odchylky zrychlení nástavby je B o 31,2 % lepší. Z pohledu bezpečnosti je B lepší díky o třetinu nižšímu poměru směrodatné odchylky dynamické síly a statického zatížení. Navíc u B nedošlo ke ztrátě kontaktu kola s vozovkou.



Obr. 20 Osamocená nerovnost a) nerovnost vozovky b) poloha odpružené hmoty  
c) rychlost pohybu tlumiče d) zatížení kola e) zrychlení nástavby

### 3.5.2 NAHODILÉ NEROVNOSTI

Model vozovky použitý z kap. 3.4.4.

Tab. 8 Nahodilé nerovnosti

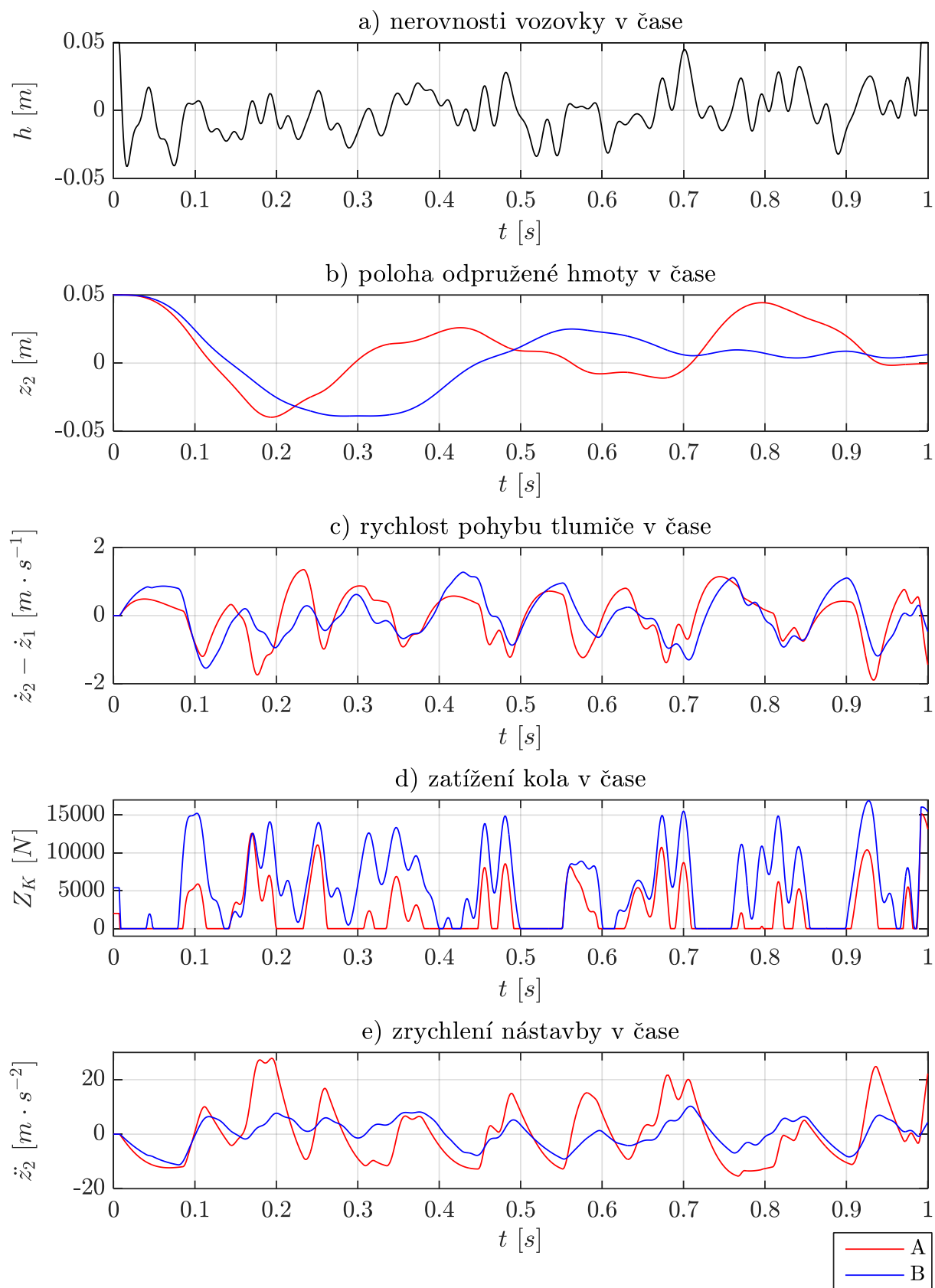
		$Z_{K \max}$	$\sigma_{Fdyn}$		$\sigma_{Fdyn} / Z_{Kstat}$		$ \ddot{z}_{2 \max} $	$\sigma_{\ddot{z}2}$	
		[N]	[N]	[%]	[-]	[%]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[m·s <sup>-2</sup> ]	[%]
Koncepte	A	15 165	3 225	100,0	1,61	100,0	27,83	10,51	100,0
	B	16 902	4 936	153,0	0,91	56,8	11,26	5,03	47,9

Hodnoty maximálního zatížení kola jsou velmi blízké. Směrodatná odchylka dynamické síly B je vyšší o polovinu než u A. Bezpečnost jízdy posuzovaná podle poměrné odchylky je u B vyšší o více než 43 % vlivem statického zatížení. Celková doba, kdy bylo zatížení kola nulové (ztráta kontaktu), je u modelu A mnohem delší oproti B (Obr. 21d).

Zrychlení je nejvyšší u vozidla A a to téměř o 150 %. Směrodatná odchylka zrychlení je dvojnásobná u A (Obr. 21e). Z pohledu jízdního pohodlí je B výrazně pohodlnější.

### 3.5.3 ZHODNOCENÍ

Pro vybranou dvojici modelových vozidel byly nasimulovány přejezdy přes nerovnosti. Z výsledků vyplývá, že pro použití motorů v kolech jsou vhodnější těžší vozidla. U lehčích vozidel tvoří hmotnost motorů významnou část hmotnosti neodpružených hmot, proto mají vyšší vliv i na hmoty odpružené. Určující je poměr odpružených a neodpružených hmot. Tento poměr byl v případě tohoto porovnání vyšší pro vozidlo B, které dosáhlo lepších dílčích výsledků z hlediska pohodlí i jízdní bezpečnosti.



Obr. 21 Nahodilé nerovnosti a) nerovnost vozovky b) poloha odpružené hmoty  
c) rychlost pohybu tlumiče d) zatížení kola e) zrychlení nástavby

## ZÁVĚR

Z uvedených dílčích výsledků vyplývá, že navýšení odpružených hmot u běžných elektromobilů nepředstavuje problém z hlediska odpružení. Pro pohodlí je vyšší hmotnost naopak pozitivní. Zatížení kol je v tomto případě ovšem vyšší, tudíž nároky na maximální nosnost pneumatiky jsou vyšší.

Pro elektromobily s motory v kolech vycházela všechna kritéria nejhůře ze všech koncepčních modelů. Dynamická síla byla pro tyto elektromobily u všech typů vozovek nejvyšší. Proto lze říci, že navýšení neodpružené hmoty přidáním motorů má negativní vliv na bezpečnost jízdy a ovladatelnost vozidla. V některých případech byly výsledky dynamické síly natolik vysoké, že v reálné situaci by došlo k příliš vysokému stlačení pneumatiky a pneumatika by byla zničena. Pro bezpečnost jízdy jsou zapotřebí tužší pružiny, které způsobují společně s vyššími součiniteli tlumiče větší síly na nastavbu vozidla. Tyto navýšené síly negativně ovlivňují bezpečnost i pohodlí jízdy. Velikost rozdílů mezi konvenčním automobilem velmi záleží na jízdních podmínkách, proto mohou být za určitých podmínek tato negativa zanedbána.

Negativa použití elektromotorů v kolech se projevují především u výraznějších změn vozovky. Při projetí výmolu např. v zatáčce může dojít u automobilu s motory v kolech pravděpodobněji ke ztrátě kontaktu kola s vozovkou, a tím k mnohem rizikovější situaci ve srovnání s běžnými vozidly i elektromobily. Kromě významných rozdílů u jednotlivých nerovností (výmoly, hrboly, kanály atd.) jsou elektromobily s elektromotory v kolech srovnatelné bezpečností i jízdním pohodlím s konvenčními automobily při simulování reálné vozovky nahodilými nerovnostmi.

Porovnání dvou zvolených konceptů s motory v kolech přineslo poznání, že s aktuálně dostupnými motory dochází u lehčí vozidel k výraznému negativnímu ovlivnění kvality odpružení z hlediska bezpečnosti i pohodlí.

Tato práce je pouze úvodem do analýzy odpružení elektromobilů. Pro detailnější a reálnější výsledky je zapotřebí použít sofistikovanější výpočtový model a s tím i vhodnější software. Čtvrtinový model nedokáže řešit klonění kolem příčné nebo podélné osy vozidla, proto nemůže být řešen např. vliv elektromotorů v kolech pouze na jedné nápravě nebo vliv příčných stabilizátorů. Negativa spojená s elektromotory v kolech mohou být také zmírněna použitím regulovaného odpružení. [2]

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] AC/DC MOTOR. *EV-Guide.com* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.ev-guide.com/acdc-motor>
- [2] BAKAR, S. a. a., R. MASUDA, H. HASHIMOTO, T. INABA, H. JAMALUDDIN, R. a. RAHMAN a P. m. SAMIN. Ride comfort performance of electric vehicle conversion with active suspension system. In: *SICE Annual Conference (SICE), 2012 Proceedings of* [online]. Akita: IEEE, 2012, s. 1980-1985 [cit. 2019-05-04]. ISBN 9781467322591. ISSN pending. Dostupné z: <https://ieeexplore-ieee-org.ezproxy.lib.vutbr.cz>
- [3] Continental Just Now Hints at Being Supplier of Tesla Model S Air Suspension. *INSIDEEVs* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://insideevs.com/news/318921/continental-just-now-hints-at-being-supplier-of-tesla-model-s-air-suspension/>
- [4] DIXON, John C. *Tires, suspension and handling*. 2nd ed. Warrendale: SAE International, 1996, 621 s. ISBN 1-56091-831-4.
- [5] Elaphe EV has no motors, gearboxes or transmission onboard. *Chargedevs.com* [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://chargedevs.com/newswire/elaphe-ev-has-no-motors-gearboxes-or-transmission-onboard/>
- [6] *Elaphe* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://in-wheel.com/>
- [7] HASSAAN, Galal Ali. Car Dynamics using Quarter Model and Passive Suspension,. *International Journal of Computer Techniques* [online]. 2014, 1(2), s. 1-9 [cit. 2019-05-04]. ISSN 2394-2231. Dostupné z: <http://www.ijctjournal.org/Volume1/Issue2/IJCT-V1I2P4.pdf>
- [8] HSU, Hsin-Tsun, COKER, Christopher and HUANG, Hubert. *Optimization of an Electric Vehicle Suspension System*. Shenzhen: World Electric Vehicle Journal Vol. 4, 2010. ISSN 2032-6653.
- [9] *Hyundai.com* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://org3-www.hyundai.com/worldwide/en/eco/ioniq-electric/highlights>
- [10] *Hyundai.news* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: <https://www.hyundai.news/eu/press-kits/all-new-hyundai-ioniq-line-up-driving-performance/>
- [11] Choose a Solver. *MathWorks* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/help/simulink/ug/types-of-solvers.html>
- [12] In-wheel motor. *NISSAN MOTOR CORPORATION* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: [https://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/in\\_wheel\\_motor.html](https://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/in_wheel_motor.html)
- [13] I-PACE. In: *Jaguar.com* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://media.jaguar.com/en>



- [14] Jaguar and Chevy have LG in common. *Electric Revs* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://electricrevs.com/2018/03/09/jaguar-and-chevy-have-lg-in-common/>
- [15] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily. 1, Podvozky*. 4. vydání. Brno: Avid, spol. s r. o, 2012, 245 stran : ilustrace (převážně barevné). ISBN 978-80-87143-24-7.
- [16] LUKA EV. *MW MOTORS* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://mwmotors.cz/luka-ev/?lang=cs>
- [17] *MEB platforma* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/meb-modularen-elektrifizierungsbaukasten/>
- [18] PHALKE, Trupti p. a Anirban c. MITRA. Analysis of Ride comfort and Road holding of Quarter car model by SIMULINK. *Materials Today: Proceedings* [online]. Elsevier, 2017, 4(2), 2425-2430 [cit. 2019-05-04]. DOI: 10.1016/j.matpr.2017.02.093. ISSN 2214-7853. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785317302912>
- [19] Podvozek Hyundai Ioniq. In: *Hyundai.com* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://org3-www.hyundai.com/worldwide/en/eco/ioniq-electric/performance>
- [20] *Protean Electric* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.proteanelectric.com/>
- [21] SCHALKWYK, D.J. van a M.J. KAMPER. *Effect of Hub Motor Mass on Stability and Comfort of Electric Vehicles* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.proteanelectric.com/f/2018/04/tset.pdf>
- [22] SPECIFICATIONS. *Jaguar.com* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.jaguar.com/jaguar-range/i-pace/specifications/index.html>
- [23] The Lightweight Design of Jaguar's I-Pace. *spotlightmetal.com* [online]. 23.7.2018 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.spotlightmetal.com/the-lightweight-design-of-jaguars-i-pace-a-735348/>
- [24] Tire Data Calculator. *Paws.kettering.edu* [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: [http://paws.kettering.edu/~amazzei/tire\\_calculator.html](http://paws.kettering.edu/~amazzei/tire_calculator.html)
- [25] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řiditelnost, ovladatelnost, stabilita*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 434 s. : il. ; 23 cm. ISBN 80-238-5273-6.
- [26] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. : il. ISBN 80-239-6464-X.
- [27] VW e-Golf 2017 specifikace. *Media.vw.com* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://newspress-vwusamedia.s3.amazonaws.com/documents%2Foriginal%2F6456-18417786758fdcf77c7df6.pdf>

- [28] VW e-Golf parts. *Parts.volkswagenofmarietta.com* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://parts.volkswagenofmarietta.com/v-2018-volkswagen-e-golf--se--electric>
- [29] VW e-Golf. In: *Šmucler.cz* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.smucler.cz/volkswagen/modelove-rady/e-golf-ctg3-i95/>
- [30] VW e-Golf. *Volkswagen.cz* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.volkswagen.cz/e-golf>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\dot{z}_1$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost neodpružené hmoty
$\dot{z}_2$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost odpružené hmoty
$\ddot{z}_2$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Zrychlení odpružené hmoty
$\ddot{z}_1$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Zrychlení neodpružené hmoty
$a$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Svislé zrychlení
$a_{ef}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Efektivní zrychlení
$c_1$	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	Radiální tuhost pneumatiky
$c_2$	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	Tuhost pružiny
$D_2$	$[-]$	Poměrný útlum
$F_{c1}$	$[\text{N}]$	Síla vyvolaná stlačením pneumatiky
$F_{c2}$	$[\text{N}]$	Síla vyvolaná stlačením pneumatiky
$F_{dyn}$	$[\text{N}]$	Dynamická síla
$F_{k1}$	$[\text{N}]$	Síla vyvolaná pohybem pneumatiky
$F_{k2}$	$[\text{N}]$	Síla vyvolaná pohybem tlumiče
$g$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Gravitační zrychlení
$h$	$[\text{m}]$	Poloha vozovky
$k_1$	$[\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1}]$	Součinitel tlumení pneumatiky
$k_2$	$[\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1}]$	Součinitel tlumení tlumiče
$m_1$	$[\text{kg}]$	Hmotnost neodpružených hmot (nápravy)
$m_2$	$[\text{kg}]$	Hmotnost odpružených hmot (nástavby)
$t$	$[\text{s}]$	Čas
$z_1$	$[\text{m}]$	Poloha neodpružené hmoty
$z_{1rel}$	$[\text{m}]$	Relativní pohyb mezi neodpruženou hmotou a vozovkou
$z_2$	$[\text{m}]$	Poloha odpružené hmoty
$z_{2rel}$	$[\text{m}]$	Relativní pohyb mezi odpruženou a neodpruženou hmotou
$Z_K$	$[\text{N}]$	Zatížení kola
$Z_{Kstat}$	$[\text{N}]$	Statické zatížení kola
$\sigma^*_{Fdyn}$	$[-]$	Poměr směrodatné odchylky dynamické síly a stat. zatížení kola
$\sigma_{Fdyn}$	$[\text{N}]$	Směrodatná odchylka dynamické síly
$\sigma_{z2}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Směrodatná odchylka zrychlení nástavby
$\omega_{01}$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Vlastní úhlová frekvence nápravy
$\omega_{02}$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Vlastní úhlová frekvence nástavby

## SEZNAM PŘÍLOH

Elektronické přílohy:

*vypoctova\_analyza.m* – inicializace proměnných a výpočet amplitudo-frekvenční char.

*nerovnosti.m* – definování nerovností pro osamocenou nerovnost a nahodilou vozovku

*ctvrtinovy\_model.slx* – samotné řešení diferenciálních rovnic

*vypoctova\_analyza\_vyhodnoceni.m* – vyhodnocení údajů získaných ze čtvrtinového modelu